

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Vykládka a doprava biopaliva k technologiím ENET
Unloading and transport of biofuels to ENET technologies

Student: Zuzana Blatoňová

Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc.

Ostrava 2012

Zadání bakalářské práce

Student: **Zuzana Blatoňová**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem**
Téma: **Vykládka a doprava biopaliva k technologiím ENET
Unloading and Transport of Biofuels to ENET Technologies**

Zásady pro vypracování:

Navrhnete vstupní dopravník příjmové linky technologie projektu ENET ke všem skladovacím a technologickými zařízeními k dopravě biohmoty podle požadavků projektu ENET. Vycházejte z prostorových možností haly a dopravních i bezpečnostních požadavků na linku.

1. Úvod – rešeršní část
2. Teoretické východisko – problematika změn mechanicko-fyzikálních vlastností biohmot, měření mechanicko-fyzikálních veličin
3. Analýza a bilance odporových sil a prací u vybraného dopravního zařízení
4. Návrh zařízení s potřebnými výpočty
5. Technická zpráva
6. Závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. Pešat, Z.: Manipulace s materiálem v hutích I. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1992.
2. Cvekl, Zl., Janovský, L., Podivínský, C., Talácko, J.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Praha: ČVUT Praha, 1984.
3. Dražan, F., Jeřábek, K.: Manipulace s materiálem. Praha: SNTL/ALFA, 1979.
4. Dražan, F., Cvekl, Z. a kol.: Teoretické základy transportních zařízení. Praha: SNTL/ALFA, 1976
5. Novotný, J., Podivínský, V.: Podklady pro konstrukční cvičení z transportních zařízení. Praha: ČVUT Praha, 1974.
7. Firemní literatura a příslušné normy
8. Zegzulka, J.: Mechanika sypaných hmot, Ostrava: VŠB-TUO, 2004, ISBN 80-248-0699-1
9. Zegzulka, J.: Mechanika partikulárních hmot, skripta v tisku
10. Zegzulka, J.: Standard smykové zkoušky partikulárních hmot, Working Party on the Mechanics of Particulate Solids, European Federation of Chemical Engineering, 2006, ISBN 80-248-1051-4
11. Přednášky z předmětu Dopravníky – prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 18.5.2012

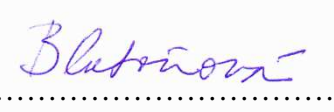
.....
Blatná
podpis studentky

Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby.

V Ostravě:

18.5.2012


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Zuzana Blatoňová

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Slovenská 2884,
73301 Karviná – Hranice,

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BLATOŇOVÁ, Zuzana. *Vykládka a doprava biopaliva k technologiím ENET*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2012, 48 s. Vedoucí práce: prof. Ing. Zegzulka J. CSc.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout dopravní zařízení a určit výkon jeho poháněcí stanice. Úvodní část bakalářské práce se zabývá popisem přepravovaných materiálů a jejich mechanicko – fyzikálními vlastnostmi. Dále se zabývá charakteristikou dopravníků a volbou vhodné technologie dopravy. Praktická část bakalářské práce je věnována výpočtům tahových sil na dopravníku a stanovení potřebného výkonu poháněcí stanice.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

BLATOŇOVÁ, Zuzana. *Unloading and transport of biofuels to ENET technologies*: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of transport, 2012, 48 p. Thesis head: prof. Ing. Zegzulka J. CSc.

The aim of this thesis is to design transport facilities and to determine the power of its driving station. The introduction of the thesis deals with the description of transported materials and their mechanical – physical properties. It also deals with the characteristics of conveyors and the selection of the appropriate transport technology. Practical part is devoted to the calculations of tensile forces on the conveyor and the needed performance determination of the driving station.

Obsah

1	Biohmota	11
1.1	<i>Druhy biohmoty.....</i>	<i>11</i>
1.2	<i>Formy biohmoty:</i>	<i>12</i>
1.2.1	Pelety	12
1.2.2	Brikety	12
1.2.3	Polena	13
1.2.4	Piliny.....	13
1.2.5	Sláma	13
1.2.6	Seno	14
1.2.7	Štěpka	14
1.3	<i>Mechanicko – fyzikální vlastnosti.....</i>	<i>14</i>
1.3.1	Zrnitost	15
1.3.2	Vlhkost	16
2	Dopravníky pro dopravu biohmoty	17
2.1	<i>Šnekové dopravníky.....</i>	<i>17</i>
2.2	<i>Redlerový dopravník.....</i>	<i>18</i>
2.3	<i>Pásový dopravník</i>	<i>19</i>
3	Vyhodnocení variant přepravy	21
4	Výpočty.....	22
4.1	<i>Redlerový dopravník.....</i>	<i>22</i>
4.1.1	Volba průřezu žlabu:	24
4.1.2	Kontrola příčných rozměrů žlabu	25
4.1.3	Kontrola poměru.....	26
4.1.4	Určení minimální rozteče válečkového řetězu	27
4.1.5	Určení maximální rozteče řetězu	27
4.1.6	Odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu.....	28
4.1.7	Odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu	30
4.1.8	Odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu	32
4.1.9	Odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku vratné větve... 33	
4.1.10	Roztečný průměr řetězového kola	35
4.1.11	Odpor napínací řetězky.....	35

4.1.12	Odpor vlivem překonání dopravní výšky	36
4.1.13	Odpor hnací řetězky.....	37
4.1.14	Stanovení výkonu hnacího elektromotoru	38
4.2	<i>Návrh pohonné jednotky</i>	39
4.2.1	Volba elektromotoru s převodovkou	39
4.2.2	Výpočet skutečné dopravní rychlosti	40
4.2.3	Kontrola tažného řetězu.....	41
4.2.4	Bezpečnost vzhledem k dovolenému tlaku v kloubu řetězu.....	42
Závěr:		44
Seznam použité literatury		45
Přílohy		49

SEZNAM SYMBOLŮ A ZNAČEK

B	šířka dopravního žlabu	[m]
D_1	roztečný průměr napínací řetězky	[m]
D_2	roztečný průměr řetězového kola	[m]
F	celková síla pro stanovení výkonu hnacího elektromotoru	[N]
F_1	celkový odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu	[N]
F_{1r}	odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu dolní části dopravníku	[N]
F_{1s}	odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu šikmé části dopravníku	[N]
F_2	celkový odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu	[N]
F_{2r}	odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu horní části dopravníku	[N]
F_3	celkový odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu	[N]
F_4	celkový odpor vlivem tření válečku od tažného prostředku	[N]
F_5	odpor napínací řetězky	[N]
F_{6d}	odpor vlivem překonání dopravní výšky směrem dolů	[N]
F_{6v}	odpor vlivem překonání dopravní výšky směrem vzhůru	[N]
F_7	odpor hnací řetězky	[N]
F_B	pevnost při přetržení	[N]
F_{or1}	odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu dolní části dopravníku	[N]
F_{or2}	odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu horní části dopravníku	[N]
F_{os}	odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu šikmé části dopravníku	[N]
f_{ξ}	součinitel čepového tření v ložiscích řetězky pro valivé uložení	[-]
F_{pt}	pevnost při přetržení	[N]
F_{rr1}	odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu dolní části dopravníku	[N]
F_{rr2}	odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu horní části dopravníku	[N]

F_{rs}	odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu šikmé části dopravníku	[N]
F_{vr1}	odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku dolní části dopravníku	[N]
F_{vr2}	odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku horní části dopravníku	[N]
F_{vs}	odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku šikmé části dopravníku	[N]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
H	dopravní výška	[m]
h_1	výška unášече	[m]
h_2	výška vrstvy materiálu nad unášecem	[m]
h_c	celková výška vrstvy materiálu	[m]
k_d	bezpečnost proti přetržení při dynamickém zatížení	[-]
k_s	bezpečnost proti přetržení při statickém zatížení	[-]
L_1	délka úseku 1	[m]
L_{1r}	délka dolní části	[m]
L_{1rv}	délka dolní části větve dopravníku	[m]
L_2	délka úseku 2	[m]
L_{2r}	délka horní části	[m]
L_{2rv}	délka horní části větve dopravníku	[m]
L_3	délka úseku 3	[m]
L_s	délka šikmé části dopravníku	[m]
L_{sv}	délka šikmé části vratné větve dopravníku	[m]
n	počet otáček	[min ⁻¹]
n_{skut}	skutečné otáčky	[min ⁻¹]
p	rozteč řetězu	[mm]
P	výkon hnacího elektromotoru	[kW]
p_{DOV}	dovolený tlak v kloubu řetězu	[MPa]
p_k	měrný tlak v kloubu řetězu	[MPa]
p_v	tlak v kloubu řetězu	[MPa]
q_1	hmotnost materiálu připadající na 1 m dopravníku	[kg/m]

q_2	hmotnost 1 m unášeného řetězu	[kg/m]
Q_v	dopravní množství	[m ³ /h]
S_1	pracovní průřez	[m ²]
S_f	plocha kloubu řetězu	[mm ²]
T_1	tah v unášecím řetězu na nabíhající straně hnací řetězky	[N]
T_2	tah v unášecím řetězu na sbíhající straně hnací řetězky	[N]
t_{max}	označení maximální rozteče řetězu	[m]
t_{min}	označení minimální rozteče řetězu	[m]
v	dopravní rychlost	[m.s ⁻¹]
$v_{skut.}$	skutečná rychlost	[m.s ⁻¹]
Y	činitel rázu pro dopravník přepravující sypký materiál	[-]
Y_d	činitel rázu	[-]
z	počet zubů řetězového kola	[-]
Z	napínací síla	[N]
ε	úhel sklonu dopravníku	[°]
φ_m	sypný úhel	[°]
η	účinnost mechanického převodu mezi motorem a hnacím řetězovým kolem	[-]
μ_1	součinitel odporu tření pro valivé uložení	[-]
μ_t	součinitel tření	[-]
ρ_s	sypná hmotnost materiálů	[kg/m ³]
ψ	součinitel vyjadřující zmenšení pracovního průřezu	[-]
ω	úhlová rychlost	[rad/s]
β	úhel, který svírá vodorovná a šikmá část dopravníku	[°]
γ	tíha objemové jednotky materiálu	[N/m ³]

ÚVOD

Ve své bakalářské práci řeším vykládku a dopravu biohmoty, spolu s návrhem redlerového dopravníku, jež tuto dopravu zajišťuje. V dnešní době dochází k velkému technickému a ekonomickému rozvoji. Tento rozvoj si však začíná vybírat svou daň na našem ovzduší, změnách klimatu a vztahu k přírodě. Proto bychom se měli zamyslet, jak tento problém řešit. Zásoby neobnovitelných zdrojů se postupně tenčí a je otázkou času, kdy se může stát, že je vyčerpáme. Musíme tedy začít uvažovat, jak a čím je postupně nahradit. Jedním z nabízených řešení je využívání obnovitelných zdrojů energie, které jsou šetrnější k životnímu prostředí. Měli bychom se snažit docílit co nejlepšího energetického zhodnocení biohmoty, u které je znám její obrovský energetický potenciál. Momentálně se v České republice využívá jen minimum obnovitelných zdrojů, které máme k dispozici. A to i přesto, že by jimi mohla pokrýt mnohem více své energetické spotřeby. Důvodů může být hned několik. Mezi hlavní důvod můžeme uvést finanční, dále následuje technický a v neposlední řadě také legislativní. Je to škoda, neboť větší využití biohmoty a jejího potencionálu by příznivě ovlivnilo stav neobnovitelných zdrojů nejen u nás, ale i ve světě [1], [2], [3], [4].

Mou bakalářskou práci jsem rozdělila do dvou částí a to na část teoretickou a praktickou. V teoretické části se obecně věnuji biohmotě a mechanicko – fyzikálním vlastnostem přepravovaných materiálů. Jejich dopravou, která je řešena pomocí dopravních a manipulačních zařízení. Z variantních řešení vybírám nejvhodnější dopravní zařízení, které je v mém případě redler. V praktické části se zabývám potřebnými výpočty a jeho návrhem. V příloze poté přikládám mnou navržený výkres redleru, nakreslený v programu AutoCAD.

1 BIOHMOTA

Biohmotu lze definovat jako hmotu rostlinného, organického nebo živočišného původu. Nejčastěji se biohmota rostlinného původu využívá pro energetické účely. Energie může vznikat různými způsoby, například pomocí slunečních paprsků dopadajících na Zemi a zelené části rostlin, kdy dochází ke vzniku fotosyntézy. Tuto energii řadíme mezi obnovitelné zdroje [5].

Způsobů jakými můžeme získávat energii z biohmoty je hned několik:

- biochemickou přeměnou biohmoty (tzn. mokrým procesem), to znamená anaerobní fermentací, aerobní fermentací nebo alkoholovou fermentací,
- termochemickou přeměnou biohmoty (tzn. suchým procesem), to znamená spalováním, zplynováním a pyrolýzou,
- fyzikálně – chemickou přeměnou biohmoty, to znamená esterifikací bioolejů [5].



Obr. 1.1. Biohmota [17]

1.1 Druhy biohmoty

Biohmotu lze rozdělit obecně do dvou skupin, a to na:

- energetické plodiny a vedlejší produkty zemědělské výroby (jako vedlejší produkt můžeme uvést lesní, živočišné odpady, komunální a organické odpady z venkovských sídel),
- dřevní biohmotu z obnovitelných zdrojů (zde můžeme uvést brikety, pelety a polena) [6].

1.2 Formy biohmoty:

1.2.1 Pelety

Jsou to malé granule s průměrem 6, 8 a nebo 10 mm, jež se většinou vyrábí do délky 40 mm. Většinou je vyrábíme z dřevěných surovin, pilin a hoblin. Vznikají takzvanou „peletizací“. Peletizace je proces lisování dřevěných surovin při vysokých tlacích a teplotě. Vzniká zde nový druh dřevěného paliva, vyznačující se vysokou energetickou hodnotou, výbornou kvalitou spalování, dobrými manipulačními schopnostmi při dopravě. Kvalita pelet - jedním z nejvýznamnějších parametrů je jejich optimální hustota, protože právě ta výrazně ovlivňuje hoření. Čím více jsou pelety zhuštěny lisováním, tím větší je pak jejich výhřevnost. Dochází také k jejich lepšímu spalování. Výhřevnost pelet je obecně okolo 18 MJ/kg a pevnost můžeme ovlivnit množstvím dřevního prachu. Z hlediska dopravy je důležité dbát na výrobní proces pelet. Jako nepříliš soudržný materiál se na přesypech může rozbít na jemnou prachovou frakci materiálu s hrozící tvorbou výbušné atmosféry [10].



Obr. 1.2 Dřevní peleta [18]

1.2.2 Brikety

Vyrábí se nejčastěji lisováním například z pilin, hoblin nebo rostlinných zbytků do různých tvarů. Například válečků, šestistěnů, nebo hranolů. Jejich průměr dosahuje od 40 do 100 mm a jejich maximální délka může být 300 mm. Dle druhu zbarvení rozeznáváme brikety, které byly ovlivněny vlhkostí, nebo mají různé technologické procesy výroby. Výhřevnost briket se pohybuje mezi 12 až 18 MJ.kg⁻¹. Brikety mají velice dobré vlastnosti z hlediska dopravy a manipulace [7].

1.2.3 Polena

Získáváme je ze vzrostlých stromů, rozřezáním na kusy délky cca 30 – 50 cm. Používáme je nejčastěji k topení, v průmyslových udírnách a malých domácích zdrojích.



Obr. 1.3 Polena [19]

1.2.4 Piliny

Piliny vznikají jako vedlejší produkt při dělení dřeva. Je to sypký dřevní materiál obsahující 10 – 48 % vlhkosti. [8].



Obr. 1.4 Piliny [20]

1.2.5 Sláma

Pod pojmem sláma chápeme vyschlé, vymláčené stonky a stébla obilí. Stonky mohou být buďto z obilí nebo z polních plodin. Nejčastěji slámu využíváme jako podestýlku, krmivo (v omezené míře), stavební materiál, dokonce se využívá při výrobě papíru a briket.

1.2.6 Seno

Vyrábí se z trávy nebo jetele, tyto plodiny posekáme a necháme na vzduchu vyschnout. Používáme jej nejčastěji jako píci.



Obr. 1.5 Seno [21]

1.2.7 Štěpka

Vzniká cíleným drcením dřevních částí nebo jako odpad při zpracování dřeva. Použití k výrobě tepla, do kompostu nebo jako výlisek do briket nebo pelet [9].



Obr. 1.6 Štěpka [21]

1.3 Mechanicko – fyzikální vlastnosti

Každý materiál má svou typickou strukturu, která se odráží v jeho chování při pohybu. Pohyblivost částic sypkých materiálů je rozdílná od spojitých látek, neboť sypké materiály se změní i v relativně malých mezích. Takže zde dochází k uplatnění řady deformačních mechanismů [11].

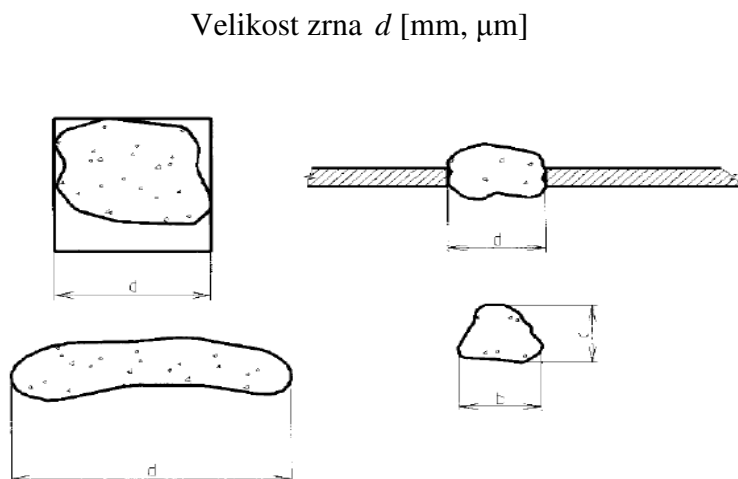
Pro uživatele a provozovatele dopravních zařízení jsou klíčové tyto parametry materiálu:

- a) zrnitost,
- b) vlhkost,
- c) sypný úhel,
- d) měrná objemová a sypná hmotnost,
- e) úhel vnitřního a vnějšího tření,
- f) soudržné napětí,
- g) napěťový stav sypkého tělesa [11].

1.3.1 Zrnitost

Je definována jako granulometrické složení materiálu podle velikosti zrna, vyjádřené buď procentuálním obsahem zvolených tříd zrnitosti, nebo křivkou zrnitosti. Sypká hmota se skládá ze zrn různého tvaru a velikostí viz obrázek číslo 1.7. Stanovení velikosti zrna ve vzorku bývá proto velmi složité. Nejčastěji jej můžeme určit jako největší rozměr zrna [11].

Dalším způsobem může být určení největšího rozměru ve dvou na sebe kolmých rovinách [11].



Obr. 1.7 Velikost zrna [11]

Zrnitost můžeme určit takto: Prvním znakem je velikost ta udává rozměr zrna a je označována velkými písmeny A až K. Dělíme ji celkem do deseti skupin dle tabulky č. 1.1 [11].

Tab. 1.1 Označení velikosti zrna [11]

Označení	Většina zrn s rozměrem [mm]
A	do 0,4
B	od 0,4 do 1,0
C	od 1 do 3
D	od 3 do 10
E	od 10 do 25
F	od 25 do 50
G	od 50 do 75
H	od 75 do 150
J	od 150 do 300
K	od 300 výše

V mém případě je přepravovaný materiál charakterizován písmenem F. Většina zrn přepravovaného materiálu je velikosti od 25 do 50 mm.

1.3.2 Vlhkost

Vlhkost materiálu je definována jako obsah vody ve vzorku v procentech hmotnosti. Obsah vody se během úpravy, expedice a skladování sypkých hmot neustále mění. Vlhkost a nasákavost je důležitá k posouzení náchylnosti k nalepování a namrzání sypké hmoty na dopravních systémech [11]. Vlhkost v mém případě při vstupu materiálu je 10%.

Sypná hmotnost ρ_s [kg/m³] je hmotnost objemové jednotky rozpojeného, volně sypného materiálu. Tedy materiálu ve stavu, ve kterém se dopravuje [11]. Sypná hmotnost materiálu, jež jsou dopravovány, je následně zaznamenána v tabulce 1.2.

Tab. 1.2 Sypná hmotnost jednotlivých přepravovaných materiálů

Materiál	Sypná hmotnost	Materiál	Sypná hmotnost
pelety	500 - 700 kg/m ³	pšenice	700 - 900 kg/m ³
šrot	200 - 500 kg/m ³	plasty	1200 - 1500 kg/m ³
otruby	150 - 300 kg/m ³	kaly	950 - 1200 kg/m ³
štěpka	250 - 350 kg/m ³	pryž	1450 kg/m ³

Vlhkost materiálu a jeho mechanicko – fyzikální vlastnosti určíme odběrem vzorku. Na obrázku 1.8 vidíme vzorek pelet, který byl odebrán a poté detailně prozkoumán. Na obrázku 1.9 je znázorněno odběrné místo s pilou, kde je viditelná kapsa pro odběr.



Obr. 1.8 Odebraný vzorek pelet [21]



Obr. 1.9 Odběr vzorku pilou [21]

2 DOPRAVNÍKY PRO DOPRAVU BIOHMOTY

2.1 Šnekové dopravníky

Šnekový dopravník můžeme definovat jako dopravník, kde hlavním a zároveň pracovním prvkem je rotující šnekovnice. Je uchycena v pevném žlabu a tření, jež vzniká mezi materiálem a žlabem je zpravidla větší než tření mezi rotujícími částmi. Rotujícími částmi máme na mysli šnekovnici a materiál. Tím dochází k posuvu materiálu ve žlabu, ačkoli materiál šnekovnice i žlabu je úplně stejný.

Šnekové dopravníky jsou vhodné pro menší a střední dopravovaná množství (zhruba od 50 do 200 m³.h⁻¹). Bývá často používán na kratší vzdálenosti pro vodorovnou, svislou a úklonnou trať do maximálního sklonu $\pm 30^\circ$. Má také význam jako zařízení pro speciální účely jako je míchání, odvodňování a třídění. Správnou funkci dopravníku můžeme zabezpečit pouze částečným naplněním žlabu dopravovaným materiálem a zajištěním stabilního přísunu materiálu na dopravník. Tento typ dopravníku není vhodný pro dopravu hrubých, lepkavých a vysoce abrazivních materiálů. Při dopravě lepkavých a abrazivních materiálů, dochází ke snížení životnosti jednotlivých částí dopravníku [12].

- Výhody těchto dopravníků jsou: Velice jednoduchá konstrukce a menší rozměry než jsou například u pásových dopravníků.
- Mezi nevýhody můžeme uvést: Vysoké opotřebení pracovních částí, vyšší spotřeba energie, která je určena pro pohon a možnosti drcení materiálu.

Šnekovnice vytváří jakousi pracovní část šneku. Šnekovnice můžeme dělit dle pracovního provedení na plné, obvodové, bezosé a lopatkové. Plná šnekovnice je tvořena svařeným dílem, který odpovídá jednomu závitů. Jednotlivé díly šnekovnice jsou přivařeny k hřídeli šneku a jsou vyráběny lisováním za tepla. Obvodové šnekovnice vyrábíme válcováním za tepla, jsou upevněny k hřídeli v určité vzdálenosti pomocí držáků. Tento typ šneku nemá kouty mezi šnekovnicí a hřídeli, a proto nedochází k nalepování materiálu [12].

Hřídel šneku slouží k přenosu točivého momentu od pohonu na šnekovnici. Bývá vyroben z bezešvé ocelové trubky. Jednotlivé části šneku jsou spojeny pomocí čepů, kde jsou zároveň uchycena a nasazena ložiska. Ty jsou uchycena pomocí konzol k víku skříně. Ložiska jsou i v čele žlabu. Vždy zde musí být alespoň jedno axiální [13].



Obr. 2.1 Šnekový dopravník [21]

2.2 Redlerový dopravník

Redler je dopravník, jehož tažným prvkem je řetězové pásmo s unášeci. K posunu materiálu dochází v uzavřeném žlabu, jehož průřez je větší, než bývá čelní plocha unášече.

Redlery se nejčastěji používají pro dopravu zrnitých a práškových materiálů. Maximální kusovitost takto přepravovaných materiálů je okolo 50 mm a teplota dopravovaného materiálu se pohybuje okolo 300° C. Při dopravě dochází k přímému styku materiálu s vodícím žlabem, proto není příliš vhodný k dopravě abrazivních, lepkavých a lehce drtitelných materiálů. Když už dochází k této dopravě, je vhodné mít speciální úpravu povrchu žlabu. Používat jej lze pro vodorovnou, úklonnou i svislou dopravu. Jsou konstruovány jak pro přímý směr, tak do oblouku, zde dochází k dopravě materiálu jen

ve směru ohybu řetězu. Velice často mohou sloužit jako vynašeče materiálů ze zásobníku nebo jako podavače [12].

U vodorovných redlerů se jejich délka pohybuje zhruba do 130 m a dopravní výkon bývá okolo 600 t.h^{-1} . Svislé redlery mají délku do 30 m a dopravní výkon je 300 t.h^{-1} . Redlery mohou být jednořetězové a to zhruba do 0,5 m šířky řetězového pásma a nebo dvouřetězové [12].

- Výhody redlerových dopravníků: Mezi výhody můžeme uvést nízkou energetickou náročnost, dopravu v uzavřeném žlabu, s tím souvisí menší prašnost v okolí dopravníku.
- Nevýhody redlerových dopravníků: Ve spodní části dopravníku, u vysoce abrazivních materiálů, dochází k velkému opotřebení žlabu, proto jej musíme měnit zhruba jednou za rok. Při výběru žlabu musíme dbát a volit materiál, s co nejlepšími vlastnostmi. Příkladem takového materiálu pro volbu žlabu může být otěruvzdorný plech Hardox 400.



Obr. 2.2 Redlerový dopravník [21]

2.3 Pásový dopravník

Pásový dopravník patří k nejčastěji používaným zařízením pro dopravu sypkých materiálů. Unášecím prostředkem je zde nekonečný dopravní pás, který obíhá mezi poháněcím a vratným bubnem. Může být doplněn o další konstrukční prvky, jež jsou potřebné pro provoz dopravníku. Používá se pro přímočarou, úklonnou i vodorovnou dopravu sypkých materiálů [12]. Ve výjimečných případech se s ním můžeme setkat u dopravy osob a kusovitých materiálů. Jestliže potřebujeme naléhavě z hlediska zástavby či jiného důvodu umístit pohon tak, aby nedocházelo k zvětšení šířky dopravníku, můžeme pohon umístit prostřednictvím přídatného převodu pod pásový dopravník. Umístit jej lze

bud' na koncový buben, nebo do středu dopravníku na buben pomocný. Pohon zajišťuje hnací elektromotor pomocí převodovky a hnacího bubnu s uložením.

- Výhody pásových dopravníků jsou: Značný dopravní výkon, tichý chod, nevelký součinitel odporu, souvislá doprava materiálu, spolehlivý a bezpečný provoz, nízké provozní náklady, snadná montáž a demontáž. Jednoduchá konstrukce standardního pásového dopravníku má rám tvořen z hliníkových drážkovaných profilů. Tyto profily zajišťují snadné připojení dalších profilů a doplňujících technologií.
- Nevýhodou se může jevit: Vysoký počet rotujících částí, dále pak abrazivní a lepidivé materiály. Ty mají vliv hlavně na dopravní pás. U něj dochází nejčastěji k jeho zvýšené citlivosti a následnému poškození. Další z nevýhod je jednosměrnost dopravy a nemožnost dopravy do oblouku.



Obr. 2.3 Pásový dopravník [22]

Dělení pásových dopravníků:

- pásové dopravníky pro dálkovou dopravu:
- pásové dopravníky pro technologickou dopravu:
 - Stabilní: vodorovné, úklonné, strmé, speciální.
 - Přemístitelné: pojízdné, přesuvné.
- Pásový dopravník doprava pro:
 - po horní větvi,
 - po spodní větvi,
 - po obou větvích [12].

Vyhodnocení variant přepravy

Varianta č. 1

Šnekové dopravníky nejsou nejvhodnější volbou, jelikož mezi přepravované materiály patří také kaly, mohlo by docházet k ucpávání šneku a k vytvoření takzvané zátky. V případě mého návrhu je požadován určitý úhel dopravy, je možno jej použít, ale vzhledem k celé technologické lince by bylo šnekových dopravníků mnohem více, což je z ekonomického hlediska neefektivní.

Varianta č. 2

Redlerový dopravník plně vyhovuje jak dispozičním, tak cenovým podmínkám. Úhel redlerových dopravníků také vyhovuje mému zadání. Jednou z nevýhod se může jevit velice vysoké opotřebení, k němuž bude docházet v ohybech dopravníku. Tyto kritická místa budou extrémně namáhána na otěr.

Varianta č. 3

Pásový dopravník vzhledem k některým druhům přepravovaných materiálů a jejich prašnosti je nevhodný k použití pro daný případ. Navíc u pásových dopravníků by musely mít pásy vlnovec na bocích, a i tak by nebylo možné dosáhnout zadaného sklonu. Výhodou je ale nízká energetická náročnost.

Výběr varianty řešení

Při výběru varianty, jsem musela volit dopravník, který bude vyhovovat jak z konstrukčního, tak z rozměrového hlediska. Dalším kritériem byly přepravované materiály, zde jsem se setkala s odlišnými chemicko-fyzikálními vlastnostmi jednotlivých přepravovaných hmot. Z hlediska dopravy jsem vybrala manipulační zařízení, které bude nejlépe vyhovovat i tomuto požadavku. Proto jsem zvolila variantu č. 2

3 VÝPOČTY

3.1 Redlerový dopravník

Dopravní výkon $Q_v = 80 \text{ m}^3/\text{h}$

Délka úseku 1 $L_1 = 8 \text{ m}$

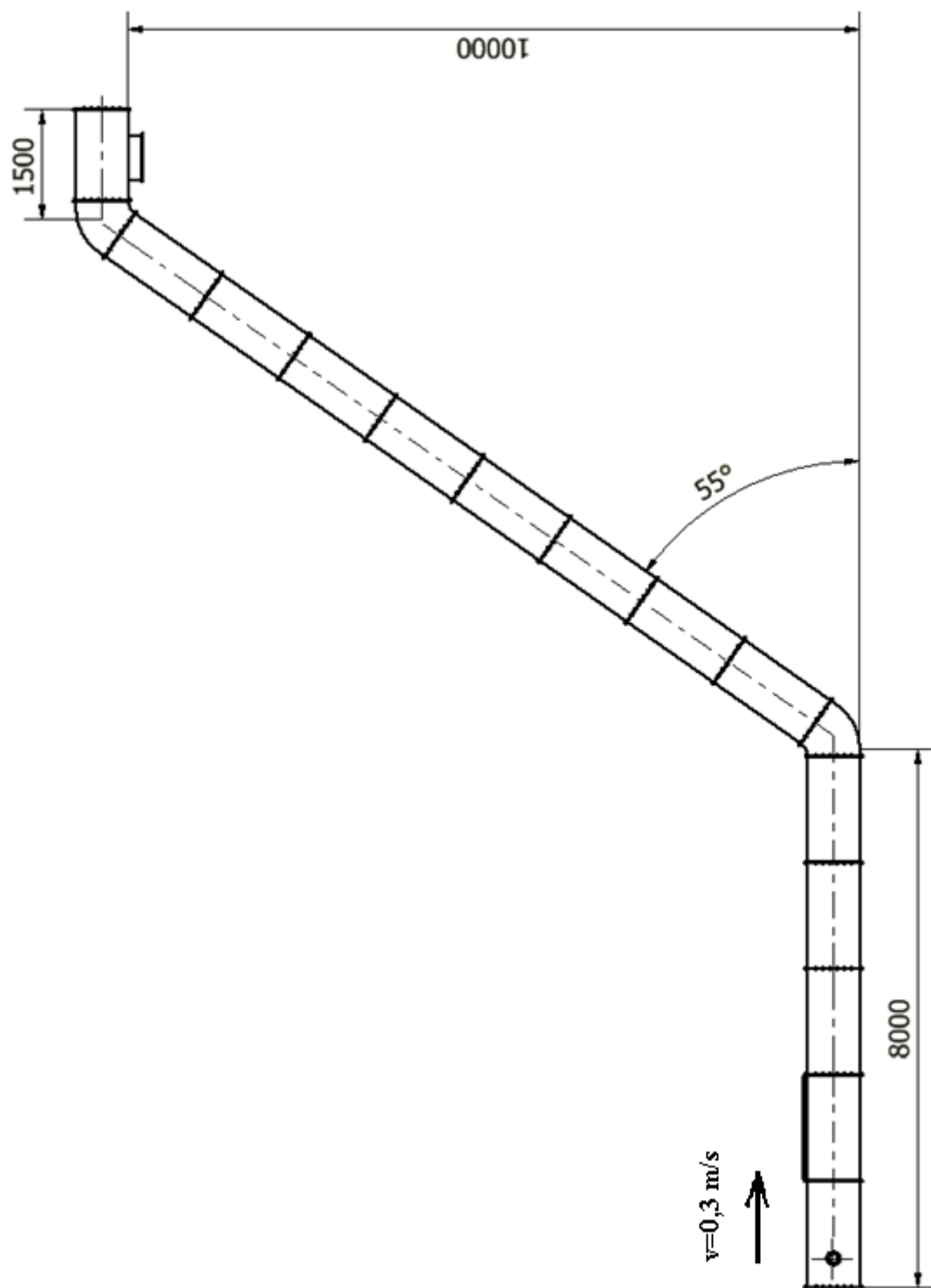
Délka úseku 3 $L_3 = 1,5 \text{ m}$

Dopravní výška: $H = 10 \text{ m}$

Úhel sklonu dopravníku: $\varepsilon = 55^\circ$

Dopravní rychlost: $v = 0,3 \text{ m.s}^{-1}$

Střední rozměr zrna: $D_s = 50 \text{ mm}$



Obr. 4.1 Schéma redlerového dopravníku

Dopočet délky úseku L_2 :

$$x = \frac{10}{\sin 55^\circ} \quad (1)$$

$$x = 12,207 \text{ m} = L_2$$

Celková délka:

$$L_1 + L_2 + L_3 = 8 + 12,207 + 1,5 = 21,707 \text{ m} \quad (2)$$

3.1.1 Volba průřezu žlabu:

$$Q_V = 3,6 \cdot S \cdot v \cdot \Psi \cdot \rho_s \quad (3)$$

$$S_1 = \frac{Q_V}{3,6 \cdot v \cdot \rho_s \cdot \Psi} \quad (4)$$

Q_V – dopravní množství [m^3/h]

ρ_s – sypná hmotnost pro materiál [kg/m^3]

ψ – součinitel vyjadřující zmenšení pracovního průřezu tažným orgánem. Volím dle skript 0,9 [-]

S_I – pracovní průřez [m^2]

v – dopravní rychlost [m/s]

$$S_1 = \frac{80}{3,6 \cdot 0,3 \cdot 200 \cdot 0,9}$$

$$S_1 = 0,41152 \text{ m}^2$$

$S_I = 0,412 \text{ m}^2$ pracovní průřez žlabu

3.1.2 Kontrola příčných rozměrů žlabu

Pracovní průřez je dán vztahem:

$$S_1 = B \cdot h_c \quad (5)$$

B – šířka žlabu [m]

h_c – celková výška dopravované vrstvy [m]

$$h_c = h_1 + h_2 \quad (6)$$

h_1 – výška unášeče [m]

h_2 – výška vrstvy materiálu nad unášečem [m]

$$h_c = \frac{S_1}{B} = \frac{0,412}{0,75} = 0,549 \text{ m} \quad (7)$$

$$h_c = 0,55 \text{ m}$$

B - šířku žlabu volím 0,75 m

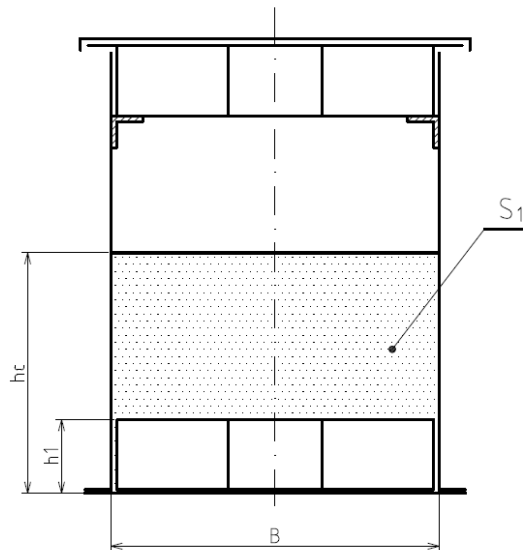
Výška vrstvy materiálu nad unášečem:

$$h_2 = h_c - h_1 \quad (8)$$

$$h_2 = 0,55 - 0,16$$

$$h_2 = 0,39 \text{ m}$$

Výšku unášeče h_1 volím 0,16 m



Obr. 4.2 Příčné rozměry žlabu

3.1.3 Kontrola poměru

Provádí se, aby vnitřní tření mezi částicemi materiálu ve smykové rovině mezi jednotlivými vrstvami bylo větší, než tření, ke kterému dochází mezi horní vrstvou materiálu a stěnou žlabu.

$$\frac{h_2}{B} < \frac{\operatorname{tg}(\varphi_m)}{f \cdot \operatorname{tg}^2 \cdot \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_m}{2} \right)} \quad (9)$$

φ_m – sypný úhel volím ze skript 35°

f – součinitel tření o stěny a dno žlabu volím $f = 0,6$ [-]

h_2 – výška vrstvy materiálu nad unášecem [m]

B – šířka žlabu 0,75 m

$$\frac{0,39}{0,75} < \frac{\operatorname{tg}(35^\circ)}{0,6 \cdot \operatorname{tg}^2 \cdot \left(45^\circ - \frac{35^\circ}{2} \right)}$$

$$0,52 < 4,307$$

Navrhnutý dopravní průřez i výška unášecce vyhovují. Nemusíme tedy dané rozměry dále upravovat.

3.1.4 Určení minimální rozteče válečkového řetězu

$$t_{min} = \frac{2 \cdot tg(\varphi_m) \cdot h_2^2 \cdot f \cdot tg^2 \cdot \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_m}{2}\right)}{B \cdot tg(\varphi_m) - h_2 \cdot f \cdot tg^2 \cdot \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_m}{2}\right)} \quad (10)$$

t_{min} – označení minimální rozteče řetězu [m]

$$t_{min} = \frac{2 \cdot tg(35^\circ) \cdot 0,39^2 \cdot 0,6 \cdot tg^2 \cdot \left(45^\circ - \frac{35^\circ}{2}\right)}{0,75 \cdot tg(35^\circ) - 0,39 \cdot 0,6 \cdot tg^2 \cdot \left(45^\circ - \frac{35^\circ}{2}\right)} = 0,075 \text{ m}$$

3.1.5 Určení maximální rozteče řetězu

$$t_{max} = \frac{B_2 + \sqrt{B_2^2 + 4A_2 \cdot C_2}}{2 \cdot A_2} \quad (11)$$

t_{max} – označení maximální rozteče řetězu [m]

Vzorec jsem rozdělila na několik dílčích částí a to na část A_2 , B_2 , C_2 , které poté dosadím do vzorce t_{max} :

$$A_2 = \left[B \cdot (h_1 + h_2) + h_2^2 \cdot tg^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_m}{2} \right) \right] \cdot f \quad (12)$$

$$A_2 = \left[0,75 \cdot (0,16 + 0,39) + 0,39^2 \cdot tg^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{35^\circ}{2} \right) \right] \cdot 0,6$$

$$A_2 = 0,272$$

$$B_2 = \left(h_2 + \frac{h_1}{2} \right) \cdot \left[tg^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_m}{2} \right) - tg^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_m}{2} \right) \right] \cdot h_1 \cdot B \quad (13)$$

$$B_2 = \left(0,39 + \frac{0,16}{2}\right) \cdot \left[tg^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{35^\circ}{2} \right) - tg^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{35^\circ}{2} \right) \right] \cdot 0,16 \cdot 0,75$$

$$B_2 = 0,1484$$

$$C_2 = \left[h_1 \cdot h_2^3 \cdot f \cdot \left[1 + tg^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{35^\circ}{2} \right) \right] \right] \quad (14)$$

$$C_2 = \left[0,16 \cdot 0,39^3 \cdot 0,6 \cdot \left[1 + tg^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{35^\circ}{2} \right) \right] \right] = 0,007$$

$$t_{max} = \frac{B_2 + \sqrt{B_2^2 + 4A_2 \cdot C_2}}{2 \cdot A_2}$$

$$t_{max} = \frac{0,148 + \sqrt{(0,148)^2 + 4 \cdot 0,272 \cdot 0,007}}{2 \cdot 0,272}$$

$$t_{max} = \underline{0,590 \text{ m}}$$

3.1.6 Odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu

$$F_{1r} = f \cdot q_1 \cdot g \cdot L_{1r} \quad (15)$$

$$F_{2r} = f \cdot q_1 \cdot g \cdot L_{2r} \quad (16)$$

$$F_{1s} = f \cdot q_1 \cdot g \cdot L_s \cdot \cos \beta \quad (17)$$

$$F_1 = F_{1r} + F_{1s} + F_{2r} \quad (18)$$

kde:

F_{1r} – odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu dolní části dopravníku [N]

F_{1s} – odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu šikmé části dopravníku [N]

F_{2r} – odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu horní části dopravníku [N]

F_1 – celkový odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu [N]

L_{1r} – délka dolní části 8 m

L_{2r} – délka horní části 1,5 m

L_s – délka šikmé části dopravníku 12,207 m

q_1 – hmotnost materiálu připadající na 1 m dopravníku [kg/m]

f – součinitel tření o stěny a dno žlabu volím $f = 0,6$ [-]

β – úhel, který svírá vodorovná a šikmá část dopravníku [°]

$$q_1 = \frac{Q}{3600 \cdot v} \quad (19)$$

$$q_1 = \frac{80000}{3600 \cdot 0,3} = 74,074 \text{ kg/m}$$

$$F_{1r} = f \cdot q_1 \cdot g \cdot L_{1r}$$

$$F_{1r} = 0,6 \cdot 74,074 \cdot 9,81 \cdot 8$$

$$F_{1r} = 3487,996$$

$$F_{1r} = 3488 \text{ N}$$

$$F_{2r} = f \cdot q_1 \cdot g \cdot L_{2r}$$

$$F_{2r} = 0,6 \cdot 74,074 \cdot 9,81 \cdot 1,5$$

$$F_{2r} = 653,999$$

$$F_{2r} = 654 \text{ N}$$

$$F_{1s} = f \cdot q_1 \cdot g \cdot L_s \cdot \cos \beta$$

$$F_{1s} = 0,6 \cdot 74,074 \cdot 9,81 \cdot 12,207 \cdot \cos 55^\circ$$

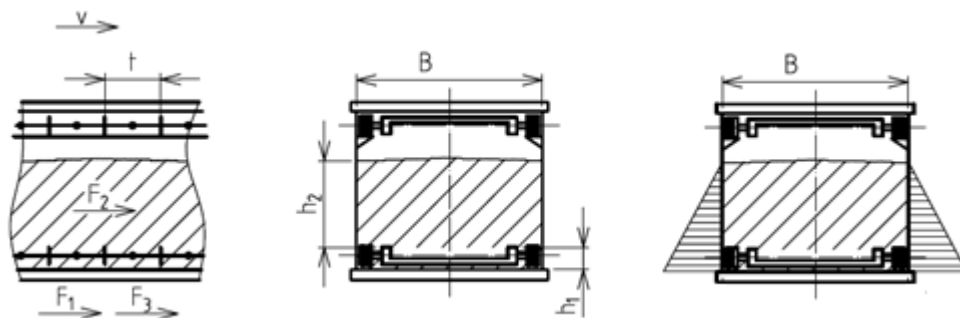
$$F_{1s} = 3052,715$$

$$F_{1s} = 3053 \text{ N}$$

$$F_1 = F_{1r} + F_{1s} + F_{2r}$$

$$F_1 = 3488 + 3053 + 654$$

$$F_1 = 7195 \text{ N}$$



Obr. 4.3 Odpor vlivem tření materiálu a napětí na boční stěny žlabu

3.1.7 Odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu

$$F_{or1} = 1000 \cdot \gamma \cdot g \cdot f \cdot hc^2 \cdot L_{1r} \cdot tg^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_m}{2} \right) \quad (20)$$

$$F_{or2} = 1000 \cdot \gamma \cdot g \cdot f \cdot hc^2 \cdot L_{2r} \cdot tg^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_m}{2} \right) \quad (21)$$

$$F_{os} = 1000 \cdot \gamma \cdot g \cdot f \cdot hc^2 \cdot L_s \cdot \frac{tg^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_m}{2} \right)}{\cos \beta} \quad (22)$$

$$F_2 = F_{or1} + F_{os} + F_{or2} \quad (23)$$

kde:

F_2 – celkový odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu [N]

F_{or2} – odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu horní části dopravníku [N]

F_{or1} – odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu dolní části dopravníku [N]

F_{os} – odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu šikmé části dopravníku [N]

γ – tíha objemové jednotky materiálu 0,2 [N/m³]

h_c – celková výška dopravované vrstvy [m]

L_{1r} – délka dolní části 8 m

L_{2r} – délka horní části 1,5 m

L_s – délka šikmé části dopravníku 12,207 m

β – úhel, který svírá vodorovná a šikmá část dopravníku [°]

f – součinitel tření o stěny a dno žlabu volím 0,6 [-]

$$F_{or1} = 1000 \cdot \gamma \cdot g \cdot f \cdot hc^2 \cdot L_{1r} \cdot tg^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_m}{2} \right) \quad (24)$$

$$F_{or1} = 1000 \cdot 0,2 \cdot 9,81 \cdot 0,6 \cdot 0,55^2 \cdot 8 \cdot tg^2 \left(45^\circ - \frac{35^\circ}{2} \right)$$

$$F_{or1} = 772,002N$$

$$F_{or1} = 772N$$

$$F_{or2} = 1000 \cdot \gamma \cdot g \cdot f \cdot hc^2 \cdot L_{2r} \cdot tg^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_m}{2} \right) \quad (25)$$

$$F_{or2} = 1000 \cdot 0,2 \cdot 9,81 \cdot 0,6 \cdot 0,55^2 \cdot 1,5 \cdot tg^2 \left(45^\circ - \frac{35^\circ}{2} \right)$$

$$F_{or2} = 144,750N$$

$$F_{or2} = 145N$$

$$F_{os} = 1000 \cdot \gamma \cdot g \cdot f \cdot hc^2 \cdot L_s \cdot \frac{tg^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_m}{2} \right)}{\cos \beta} \quad (26)$$

$$F_{os} = 1000 \cdot 0,2 \cdot 9,81 \cdot 0,6 \cdot 0,55^2 \cdot 12,207 \cdot \frac{tg^2 \left(45^\circ - \frac{35^\circ}{2} \right)}{\cos 55^\circ}$$

$$F_{os} = 2053,933 N$$

$$F_{os} = 2054 N$$

$$F_2 = F_{or1} + F_{os} + F_{or2} \quad (27)$$

$$F_2 = 772 + 2054 + 145$$

$$F_2 = 2971 \text{ N}$$

3.1.8 Odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu

$$F_{rr1} = f_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_{1r} \quad (28)$$

$$F_{rr2} = f_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_{2r} \quad (29)$$

$$F_{rs} = f_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_s \cdot \cos\beta \quad (30)$$

$$F_3 = F_{rr1} + F_{rs} + F_{rr2} \quad (31)$$

kde:

F_3 – celkový odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu [N]

F_{rr1} – odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu dolní části dopravníku [N]

F_{rr2} – odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu horní části dopravníku [N]

F_{rs} – odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu šikmé části dopravníku [N]

f_1 – součinitel smykového tření mezi unášecím řetězem a dnem žlabu volím 0,4 [-]

q_2 – hmotnost 1 m unášeného řetězu je 10,15 kg. Hmotnost řetězu s unášeči je pak 13,2 kg

L_{1r} – délka dolní části 8 m

L_{2r} – délka horní části 1,5 m

L_s – délka šikmé části dopravníku 12,207 m

β – úhel, který svírá vodorovná a šikmá část dopravníku [°]

$$F_{rr1} = f_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_{1r}$$

$$F_{rr1} = 0,4 \cdot 13,2 \cdot 9,81 \cdot 8$$

$$F_{rr1} = 414,374 \text{ N}$$

$$F_{rr1} = 414 \text{ N}$$

$$F_{rr2} = f_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_{2r}$$

$$F_{rr2} = 0,4 \cdot 13,2 \cdot 9,81 \cdot 1,5$$

$$F_{rr2} = 77,695 \text{ N}$$

$$F_{rr2} = 78 \text{ N}$$

$$F_{rs} = f_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_s \cdot \cos\beta$$

$$F_{rs} = 0,4 \cdot 13,2 \cdot 9,81 \cdot 12,207 \cdot \cos 55^\circ$$

$$F_{rs} = 362,662 \text{ N}$$

$$F_{rs} = 363 \text{ N}$$

$$F_3 = F_{rr1} + F_{rs} + F_{rr2}$$

$$F_3 = 414 + 363 + 78$$

$$F_3 = 855 \text{ N}$$

3.1.9 Odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku vratné větve

$$F_{vr1} = \mu_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_{1rv} \quad (32)$$

$$F_{vr2} = \mu_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_{2rv} \quad (33)$$

$$F_{vs} = \mu_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_{sv} \cdot \cos\beta \quad (34)$$

$$F_4 = F_{vr1} + F_{vs} + F_{vr2} \quad (35)$$

kde:

F_4 – celkový odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku [N]

F_{vr1} – odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku dolní části dopravníku [N]

F_{vr2} – odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku horní části dopravníku [N]

F_{vs} – odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku šikmé části dopravníku [N]

L_{lrv} – délka dolní části větve dopravníku 7,71m

L_{2rv} – délka horní části větve dopravníku 1,79 m

L_{sv} – délka šikmé části vratné větve dopravníku 12,21 m

μ_1 – součinitel odporu tření pro valivé uložení volím 0,05

q_2 – hmotnost 1 m unášeného řetězu 13,2 kg/m

$$F_{vr1} = \mu_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_{lrv}$$

$$F_{vr1} = 0,05 \cdot 13,2 \cdot 9,81 \cdot 7,71$$

$$F_{vr1} = 49,919 \text{ N}$$

$$F_{vr1} = 50 \text{ N}$$

$$F_{vr2} = \mu_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_{2rv}$$

$$F_{vr2} = 0,05 \cdot 13,2 \cdot 9,81 \cdot 1,79$$

$$F_{vr2} = 11,589 \text{ N}$$

$$F_{vr2} = 12 \text{ N}$$

$$F_{vs} = \mu_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_{sv} \cdot \cos\beta$$

$$F_{vs} = 0,05 \cdot 13,2 \cdot 9,81 \cdot 12,21 \cdot \cos 55^\circ$$

$$F_{vs} = 45,344 \text{ N}$$

$$F_{vs} = 45 \text{ N}$$

$$F_4 = F_{vr1} + F_{vs} + F_{vr2}$$

$$F_4 = 50 + 45 + 12$$

$$F_4 = 107 \text{ N}$$

3.1.10 Roztečný průměr řetězového kola

$$D_2 = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}} \quad (36)$$

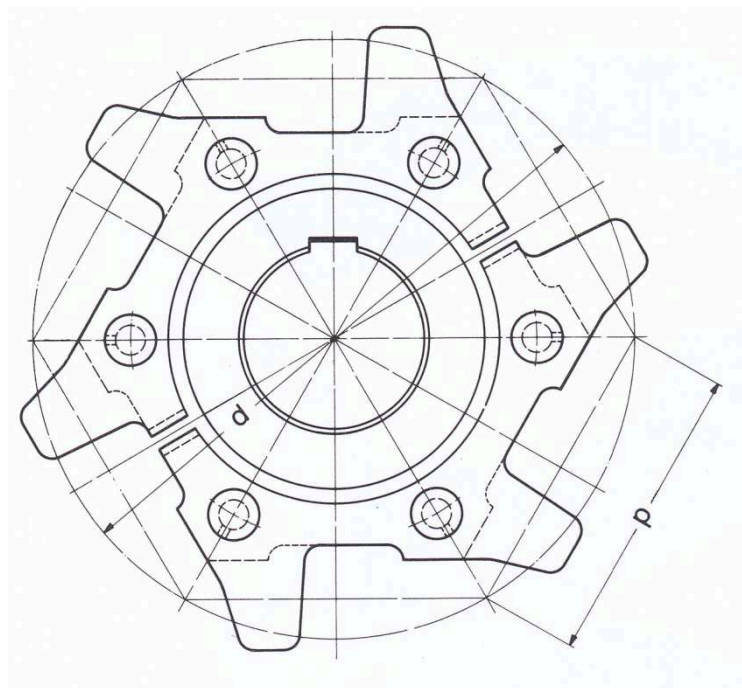
kde:

p – rozteč řetězu 160 mm

z – počet zubů řetězového kola volím 14 [-]

$$D_2 = \frac{160}{\sin \frac{180}{14}} = 719,03 \text{ mm}$$

$$D_2 = 0,719 \text{ m}$$



Obr. 4.4 Řetězového kolo [23]

3.1.11 Odpor napínací řetězky

$$F_5 = Z \cdot \left(f_2 \cdot \frac{d}{D_1} + f_{\text{c}} \cdot \frac{d_1}{D_1} \right) \quad (37)$$

$$D_1 = D_2 = 0,719 \text{ m}$$

Průměr napínací řetězky volím stejný jako průměr hnací řetězky.

Z – napínací síla [N]

Napínací síla Z se stanovuje z podmínky, kdy minimální síla v tažném elementu má být zhruba 1000 – 3000 N dle délky dopravníku.

$$T_2 = \frac{Z}{2} - F_4 \quad (38)$$

$$Z = 2 \cdot (T_2 + F_4)$$

$$Z = 2 \cdot (3000 + 107) = 6214$$

$$Z = 6214 \text{ N}$$

kde:

T_2 – tah v unášecím řetězu na sbíhající straně hnací řetězky dle mé délky volím 3000 N

D_1 – roztečný průměr napínací řetězky volím 0,719 m

d – průměr čepu unášecího řetězu volím 0,016 m

f_2 – součinitel tření v kloubech unášecího řetězu volím 0,5 [-]

d_1 – průměr čepu napínací řetězky v ložiscích volím 0,09 m

f_c – součinitel čepového tření v ložiscích řetězky pro valivé uložení volím 0,05 [-]

F_4 – celkový odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku [N]

$$F_5 = 6214 \cdot \left(0,5 \cdot \frac{0,016}{0,719} + 0,05 \cdot \frac{0,09}{0,719} \right)$$

$$F_5 = 108,031 \text{ N}$$

$$F_5 = 108 \text{ N}$$

3.1.12 Odpor vlivem překonání dopravní výšky

3.1.12.1 Doprava směrem vzhůru

$$F_{6v} = (q_1 + q_2) \cdot H \quad (39)$$

kde:

F_{6v} – odpor vlivem překonání dopravní výšky při dopravě směrem vzhůru [N]

q_2 – hmotnost 1 m unášeného řetězu 13,2 kg/m

q_1 – hmotnost materiálu připadající na 1 m dopravníku [kg.m⁻¹]

H – délka šikmého úseku 10 m

$$F_{6v} = (74,074 + 13,2) \cdot 10 = 872,74 \text{ N}$$

$$F_{6v} = 873 \text{ N}$$

3.1.12.2 Doprava směrem dolů

$$F_{6d} = q_2 \cdot H \tag{40}$$

kde:

F_{6d} – odpor vlivem překonání dopravní výšky při dopravě směrem dolů [N]

q_2 – hmotnost 1 m unášeného řetězu 13,2 kg/m

H – délka šikmého úseku 10 m

$$F_{6d} = 13,2 \cdot 10$$

$$F_{6d} = 132 \text{ N}$$

3.1.13 Odpor hnací řetězky

$$F_7 = (T_1 + T_2) \cdot \left(f_2 \cdot \frac{d}{D_2} + f_{\xi} \cdot \frac{d_2}{D_2} \right) \tag{41}$$

kde:

T_2 - tah v unášecím řetězu na sbíhající straně hnací řetězky dle mé délky volím 3000 N

T_1 – tah v unášecím řetězu na nabíhající straně hnací řetězky [N]

D_2 – roztečný průměr hnací řetězky pro počet 14 zubů a rozteč řetězu 160 mm dle ČSN 26 0491 je D_2 719 mm.

f_2 – součinitel tření v kloubech unášecího řetězu volím 0,5 [-]

f_c – součinitel čepového tření v ložiscích řetězky pro valivé uložení volím 0,05 [-]

d – průměr čepu unášecího řetězu volím 0,016 m

d_2 – průměr čepu hnací řetězky volím 0,09 m

$$F_7 = (14977 + 3000) \cdot \left(0,5 \cdot \frac{0,016}{0,719} + 0,05 \cdot \frac{0,09}{0,719} \right)$$

$$F_7 = 312,53 \text{ N}$$

$$F_7 = 313 \text{ N}$$

$$T_1 = \frac{Z}{2} + F_1 + F_2 + F_3 + F_5 + F_{6v} - F_{6d} \quad (42)$$

$$T_1 = \frac{6214}{2} + 7195 + 2971 + 855 + 108 + 873 - 132$$

$$T_1 = 14977 \text{ N}$$

$$F = 14977 - 3000$$

$$F = 11977 \text{ N}$$

3.1.14 Stanovení výkonu hnacího elektromotoru

$$P = \frac{(F + F_7) \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad (43)$$

F – celková síla pro stanovení výkonu hnacího elektromotoru [N]

F_7 – odpor hnací řetězky [N]

η – účinnost mech. převodu mezi motorem a hnacím řetězovým kolem volím 0,7 [-]

v – rychlost dopravníku [m.s⁻¹]

$$P = \frac{(11977 + 313) \cdot 0,3}{1000 \cdot 0,7} = 5,267$$

$$\underline{\underline{P = 5,3 \text{ kW}}}$$

3.2 Návrh pohonné jednotky

3.2.1 Volba elektromotoru s převodovkou

Volím motor s převodovkou od firmy NORD typ SK 83-132 M/4

Parametry motoru:

Výkon	$P_n = 7,5 \text{ kW}$
Výstupní otáčky	$n_M = 8,8 \text{ min}^{-1}$
Účinník	$\cos\varphi = 0,89$
Výstupní moment	$M_N = 8139 \text{ Nm}$
Účinnost	$\eta = 88\%$
Jmenovitý proud	$I_N = 13,8 \text{ A}$
Hmotnost	$m_M = 372 \text{ Kg}$

3.2.1.1 Určení potřebných otáček převodovky

$$n = \frac{60 \cdot \omega}{2 \cdot \pi} \quad (44)$$

kde:

n – počet otáček [min^{-1}]

ω – úhlová rychlost [rad/s]

ω – můžeme ji určit jako:

$$\omega = \frac{2 \cdot v}{D_2} \quad (45)$$

$$\omega = \frac{2 \cdot 0,3}{0,719}$$

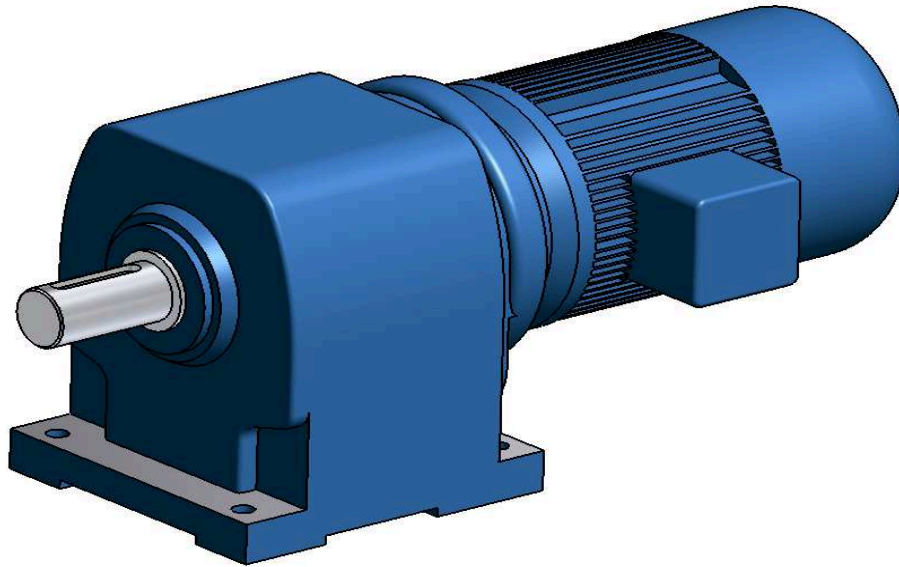
$$\omega = 0,835$$

$$\omega = 0,84 \text{ rad/s}$$

$$n = \frac{60 \cdot 0,84}{2 \cdot \pi}$$

$$n = 8,02$$

$$\underline{n_{skut} = 8,8 \text{ min}^{-1}}$$



Obr. 4.5 Model Pohonné jednotky dopravníku

3.2.2 Výpočet skutečné dopravní rychlosti

$$v_{skut.} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_{skut}}{60} \quad (46)$$

$$v_{skut.} = \frac{\pi \cdot 0,719 \cdot 8,8}{60}$$

$$v_{skut.} = 0,33 \text{ m/s}$$

kde:

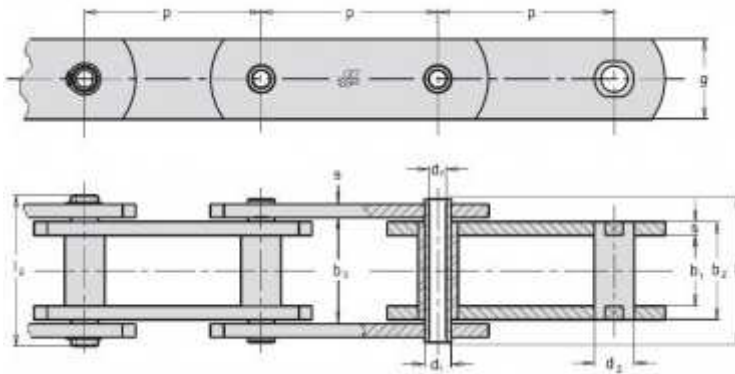
n_{skut} – skutečný počet otáček $8,8 \text{ min}^{-1}$

D_2 – roztečný průměr hnací řetězky pro počet 14 zubů a rozteč řetězu 160 mm dle ČSN 26 0491 je D_2 719 mm

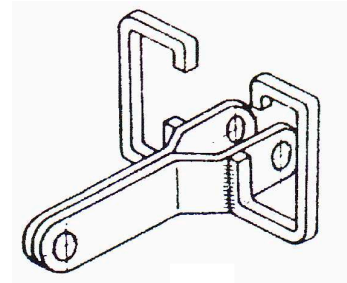
Zvolená rychlost v je 0,3. Tato rychlost vyhovuje, proto není potřeba dalšího převodu.

3.2.3 Kontrola tažného řetězu

Zvolila jsem řetěz dle DIN 8165 typu FV 180.



Obr. 4.6 Řetěz FV 180 [24]



Obr. 4.7 Unášec [23]

Parametry řetězu:

Rozteč řetězu	$p = 160 \text{ mm}$
Plocha kloubu řetězu	$S_f = 1230 \text{ mm}^2$
Hmotnost řetězu s unášeci	$q_2 = 13,2 \text{ kg}$
Pevnost při přetržení	$F_B = 180000 \text{ N}$

3.2.3.1 Bezpečnost proti přetržení při statickém zatížení

$$k_s = \frac{F_{pt}}{T_1} \geq 7 \quad (47)$$

$$k_s = \frac{180000}{14977} \geq 7$$

$$k_s = 12 > 7$$

kde:

k_s – bezpečnost proti přetržení při statickém zatížení [-]

F_{pt} – pevnost při přetržení, viz katalog 180000 N

T_1 – tah v unášecím řetězu na nabíhající straně hnací řetězky [N]

Podmínka byla splněna. Řetěz ze statického hlediska vyhovuje.

3.2.3.2 Bezpečnost proti přetržení při dynamickém zatížení

$$k_d = \frac{F_{pt}}{T_1 \cdot Y} \geq 5 \quad (48)$$

kde:

T_1 – tah v unášecím řetězu na nabíhající straně hnací řetězky [N]

k_d – bezpečnost proti přetržení při dynamickém zatížení [-]

F_{pt} – pevnost při přetržení, viz katalog 180000 N

Y – činitel rázu. Pro dopravník přepravující sypký materiál volím 1,5.

$$k_d = \frac{180000}{14977 \cdot 1,5} \geq 5$$

$$k_d = 8 > 5$$

Podmínka je splněna. Řetěz vyhovuje jak ze statického, tak dynamického hlediska.

3.2.4 Bezpečnost vzhledem k dovolenému tlaku v kloubu řetězu

$$p_v = \frac{T_1}{S_f} \leq p_{Dov} \quad (49)$$

$$p_{Dov} = p \cdot \mu_t \cdot Y_d \quad (50)$$

T_1 – tah v unášecím řetězu na nabíhající straně hnací řetězky [N]

S_f – plocha kloubu 1230 mm²

p_k – měrný tlak v kloubu řetězu, volím 25 MPa

Y_d – činitel rázu, volím 0,73

μ_t – součinitel tření volím 0,87

$$p_v = \frac{14977}{1230}$$

$$p_v = 12,2 \text{ MPa}$$

$$p_{DOV} = 25 \cdot 0,87 \cdot 0,73$$

$$p_{DOV} = 15,87$$

$$p_v \leq p_{DOV}$$

$$12,2 \text{ MPa} < 15,9 \text{ MPa}$$

Podmínka je taktéž splněna. Řetěz můžeme použít, neboť vyhovuje z hlediska všech možných kontrolovaných namáhání.

ZÁVĚR:

Předložená bakalářská práce se zabývá vykládkou a dopravou biopaliva k technologiím ENET. V rámci vypracování bakalářské práce byl stanoven cíl navrhnout dopravní zařízení a jeho výkon tak, aby celé navržené zařízení odpovídalo jak prostorovým možnostem haly, tak i dopravním a bezpečnostním požadavkům na linku.

V úvodních částech bakalářské práce se věnuji stručnému popisu biohmoty, přičemž je zde uvedeno i její rozdělení na formy a druhy. Nedílnou součástí je taktéž popis mechanicko – fyzikálních vlastností přepravovaných materiálů.

V následujících částech se již prakticky snažím posuzovat jednotlivé varianty dopravních zařízení a vybírám ty, které jsou pro dopravu materiálů nejvhodnější. Jako nejvhodnější variantu jsem zvolila zalomený řetězový dopravník. Při návrhu zalomeného řetězového dopravníku a následném výpočtu jsem vycházela ze zadaných parametrů a mým cílem bylo vytvořit optimální návrh daného zařízení.

Ve výpočtové části jsem určovala minimální a maximální rozteč řetězu, podle níž byl zvolen řetěz a následně byly dopočítány jednotlivé složky sil. Výpočtem tahů jsem určila potřebný výkon elektromotoru. Elektromotor jsem volila s převodovkou od firmy NORD. Pro názornou ukázkou jsem motor vymodelovala pomocí programu Inventor.

Součástí bakalářské práce je i příslušná technická dokumentace vztahující se k navrženému dopravnímu zařízení.

Poděkování

Na tomto místě bych chtěla poděkovat prof. Ing. Jiřímu Zegzulkovi, CSc za příkladné vedení této bakalářské práce a především Ing. Žídkovi za cenné rady, odborné konzultace a velice vstřícný přístup při tvorbě této bakalářské práce.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Obnovitelné zdroje energie. Zelená energie [online]. 2012 [cit. 2012-04-15]. Dostupné z: <http://www.zelenaenergie.cz/cs/o-zelene-energii/obnovitelne-zdroje-energie.html>
- [2] Co jsou to biopaliva. Ekoporadna [online]. 2008 [cit. 2012-04-15]. Dostupné z: <http://www.ekoporadny.cz/faq/co-jsou-to-biopaliva-prvni-a-druhe-generace-jaky-je-mez-nimi-rozdil.htm>
- [3] LOGISTICKÝ MODEL ZVOZU BIOHMOTY PRE BIOPLYNOVÚ STANICU. Technická univerzita v Košiciach [online]. 2010 [cit. 2012-04-15]. Dostupné z: http://www.sjf.tuke.sk/kmae/TaIPvPP/2010/index.files/clanky%20PDF/NAKATOVA_SEBOJ_FEDORCAKOVA_SEBOD.pdf
- [4] Ohlédnutí za využíváním pevných biopaliv v České republice. Topenářství instalace [online]. 2003 [cit. 2012-04-15]. Dostupné z: <http://www.topin.cz/download.php?idx=72480&di=7>
- [5] CELJAK, Ivo: Biomasa je nezbytná součást lidského života. Biom.cz [online]. 2008-12-22 [cit. 2012-04-15]. Dostupné z WWW: <<http://biom.cz/cz/odborne-clanky/biomasa-je-nezbytna-soucast-lidskeho-zivota>>. ISSN: 1801-2655.
- [6] Druhy biomasy: Rozdělení biomasy. Dřevošrot [online]. 2008 [cit. 2012-04-15]. Dostupné z: <http://www.drevosrot.cz/stranka-druhy-biomasy-29>.
- [7] STUPAVSKÝ, Vladimír, HOLÝ, Tomáš: Brikety z biomasy - dřevěné, rostlinné, směšné brikety. Biom.cz [online]. 2010-01-01 [cit. 2012-04-15]. Dostupné z WWW: <<http://biom.cz/cz/odborne-clanky/brikety-z-biomasy-drevene-rostlinne-smesne-brikety>>. ISSN: 1801-2655.
- [8] JILOS HORKA, *Piliny* [online]. Horka u Staré Paky, 2012 [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://www.jilos.cz/piliny>
- [9] STUPAVSKÝ, Vladimír, HOLÝ, Tomáš: Dřevní štěpka - zelená, hnědá, bílá. Biom.cz [online]. 2010-01-01 [cit. 2012-04-15]. Dostupné z WWW: <<http://biom.cz/cz/odborne-clanky/drevni-stepka-zelena-hneda-bila>>. ISSN: 1801-2655.

- [10] BIOMASA. Vykurovanie drevnými peletami první. Považská Bystrica: Biomasa, 2006. ISBN 80-969465-8-7.
- [11] Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2001
- [12] Polák, J., Bailotti, K., Pavliska, J.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003
- [13] BLOKES, J Doprava pelet na dopravní lince elektrárny . Ostrava: 2008. 81s. Diplomová práce, vedoucí Zegzulka, J
- [14] KOMÍNEK, V. *Zalomený řetězový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 60s.
- [15] Leinveber J., Vávra P.: *Strojnické tabulky (třetí doplňkové vydání)*. Albra, Úvaly, 2006, ISBN 80-7361-033-7.
- [16] Dopravníkové řetězy. *Moravian chains* [online]. Olomouc, 2009 [cit. 2012-05-16]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/dopravnikove-retezy/retezy-dle-din-8165/>

OBRÁZKY

- [17] Obr 1.1 <<http://www.hybrid.cz/>>.
- [18] Obr 1.2 <<http://ceska-peleta.cz/pelety-brikety-drevo-informace-pro-experty/>>.
- [19] Obr 1.3 <<http://www.truhlarstvi-louda.cz/palivove-drevo-149/>>.
- [20] Obr 1.4<<http://www.fehas.cz/palivove-drevo/palivove-drevo-info/co-vlastne-vyrobime-/piliny/>>.
- [21] Obr 1.5, Obr 1.6, Obr 1.8, Obr 1.9, Obr 2.1, Obr 2.2 Poskytnuto firmou RPS Ostrava.
- [22] Obr 2.3 <http://www.agremo.pl/przenosniki_cz.html>.
- [23] Obr 4.4, Obr 4.7 Rešerše poskytnutá VŠB-TUO.
- [24] Obr 4.6 <<http://www.retezyolomouc.cz/retezy-/dopravni-vamberk/dopravni-retezy-dle-din-8165.html>>.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1. Biohmota [17]	11
Obr. 1.2 Dřevní peleta [18].....	12
Obr. 1.3 Polena [19]	13
Obr. 1.4 Piliny [20].....	13
Obr. 1.5 Seno [21]	14
Obr. 1.7 Velikost zrna [11]	15
Obr. 2.1 Šnekový dopravník [21]	18
Obr. 2.2 Redlerový dopravník [21]	19
Obr. 2.3 Pásový dopravník [22].....	20
Obr. 4.1 Schéma redlerového dopravníku	23
Obr. 4.2 Příčné rozměry žlabu.....	26
Obr. 4.3 Odpor vlivem tření materiálu a napětí na boční stěny žlabu.....	30
Obr. 4.4 Řetězového kolo [23]	35
Obr. 4.5 Model Pohonné jednotky dopravníku	40
Obr. 4.6 Řetěz FV 180	41
Obr. 4.7 Unášec	41

PŘÍLOHY

Výkres sestavení	DOPRAVNÍK	BLA_0022-0
Výkres sestavení	ŽLAB. REDL.	BLA_0022-1
Výkres sestavení	POHON	BLA_0022-2